

Если в формуле (25) принять  $\sigma = \sigma_B$ , то значение разрушающей скорости соударения —  $v_*$ . Полагая далее  $E_* \approx 100(\sigma_B - \sigma_S)/\delta$  получим формулу:

$$v_* = \frac{\sigma_S}{\sqrt{E\rho}} + 0,1 \sqrt{\frac{\delta(\sigma_B - \sigma_S)}{\rho}}.$$

Для авиационных конструкций большое значение имеет вес бронезащиты; поэтому эффективность ее материала необходимо оценивать удельным критерием — характеризуемой поглощаемой энергией, отнесенной к единице веса бронезащиты:

$$\frac{v_*}{\sqrt{\rho}} = \frac{\sigma_S}{\rho \sqrt{E}} + \frac{0,1}{\rho} \sqrt{\delta(\sigma_B - \sigma_S)}. \quad (26)$$

Аналогичную зависимость можно получить и при других видах нагружения стержней.

Механические характеристики, входящие в комплексный критерий (26), должны определяться при динамическом разрушении. Однако при отсутствии динамических характеристик приближенную оценку параметра  $v_*\rho^{-1/2}$  можно получить по стандартным статическим характеристикам.

## Л и т е р а т у р а

1. Гольдсмит В. Удар. М.: Изд-во лит. по стр-ву, 1965.
2. Рахматулин Х. А., Демьянов Ю. А. Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит., 1961.
3. Райнхарт Дж. С., Пирсон Дж. Поведение металлов при импульсных нагрузках. М.: Изд-во иностранной лит., 1958.
4. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара: М.: Наука, 1977.

УДК 621.45.00.11.068 : (536.27 : 539.433)

Л. А. Лашкова, Н. Е. Сергеев

## О ПРОЧНОСТНОЙ ДОВОДКЕ ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ ГТУ

В последнее время возникла проблема утилизации тепла выхлопных газов стационарных газотурбинных установок (ГТУ). Для ее решения разрабатываются различные теплообменные устройства. Ниже описаны конструктивные особенности и результаты прочностной доводки теплообменника, работающего в выхлопной системе станции для испытания ГТУ.

Конструкция исходного варианта теплообменника и схема его расположения в выхлопной системе представлены на рис. 1. Теплообменное устройство состоит из 3-х рядов батарей, в каж-

дом из которых четыре батареи связываются друг с другом через промежуточные перегородки-опоры и перебрасывающие патрубки. Батареи крепятся консольно. В трубные доски водяных камер батарей вварены 144 трубки из стали 12Х18Н10Т (длина трубок 2520 мм, диаметр 18 мм, толщина 2 мм) и прихвачены сваркой к трем промежуточным перегородкам-опорам, выполненным из стали Ст. 3 толщиной 20 мм. Компоновка труб — коридорная с поперечным расположением их относительно потока газов. Первый ряд батарей устанавливается на расстоянии 2,5 м от среза сопла ГТУ.

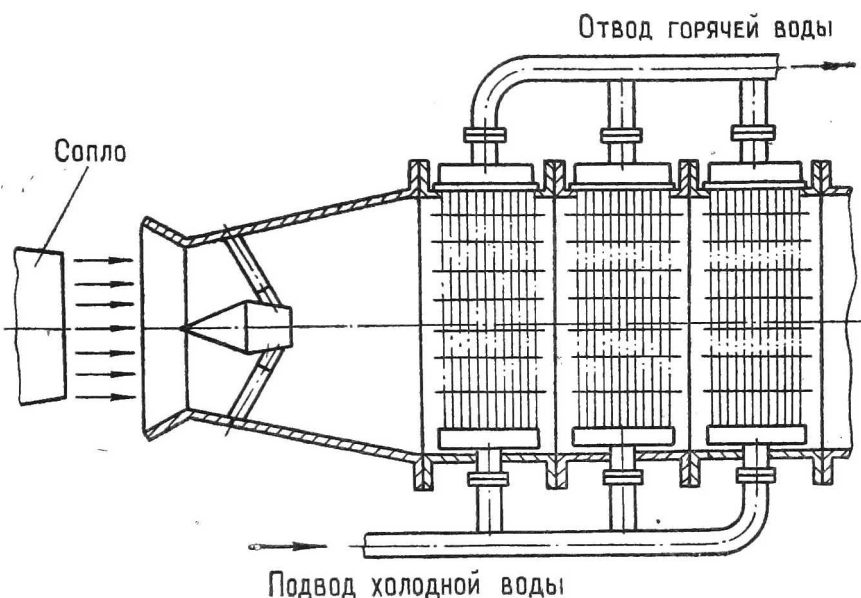


Рис. 1. Конструкции исходного варианта теплообменника и схема его расположения в выхлопной системе станции для испытания ГТУ

Отличительными особенностями условий работы рассматриваемого теплообменника являются высокие скорости и большая неравномерность полей скоростей и температур выхлопных газов в сечении перед ним на всех режимах работы ГТУ. Например, на одном из форсированных режимов скорость и температура в ядре и на периферии газового потока соответственно равны 430 м/с, 290°C и 73 м/с, 53°C. В зазоре между трубками скорость потока может достигать сверхзвуковых значений.

На этапе проектирования теплообменника были выполнены статические расчеты на прочность трубок от внутреннего избыточного давления воды, от скоростного напора выхлопных газов и от температурной неравномерности. Динамическое состояние трубок не оценивалось.

Первые испытания теплообменника, при которых был установлен только третий ряд батарей (расстояние от среза сопла примерно 3,75 м), после 26 минут работы привели к поломкам трубок в одной из центральных батарей (см. рис. 1). Поломки наблюдались в местах прихватки трубок к промежуточным перегородкам и у заделок в трубные доски.

Для выяснения причин поломок проводилось тензометрирование трубок. Датчики наклеивались на трех трубках фронтального ряда, на крайних трубках среднего и последнего рядов пучка в нескольких сечениях по длине трубки. В одном сечении располагалось по два датчика: в плоскости потока и в плоскости, перпендикулярной потоку.

Всеми тензодатчиками были зарегистрированы высокие переменные напряжения, которые росли с форсированием режима ГТУ (с повышением скорости потока выхлопных газов). Максимальный уровень напряжений составлял  $16,3 \text{ кгс/мм}^2$ . Частоты колебаний по всем датчикам имели некоторый разброс, но в основном группировались в диапазоне 235—245 Гц и были близки к расчетной собственной частоте основного тона колебаний пролета трубки (250 Гц). Кроме того, экспериментально, простукиванием, был определен спектр собственных частот пролетов трубки: 174, 188, 190, 218, 236, 240, 250 Гц. Однако, как показано выше, колебания трубок теплообменника на всех режимах работы ГТУ происходили на более высоких частотах из отмеченного спектра, равных расчетной собственной частоте основного тона пролета трубки. Характер изменения переменных напряжений и частот свидетельствует об автоколебательном механизме возбуждения колебаний. Источник энергии автоколебаний — поток газа ГТУ. Как установлено тензометрированием, каждая трубка колеблется как в плоскости, перпендикулярной потоку, так и в плоскости потока, что характерно для колебаний трубки, расположенной в пучке [1]. Причинами возникновения самовозбуждающихся поперечных колебаний трубок, происходящих с частотой собственных колебаний, могут быть: срывы вихрей Бенара — Кармана; энергия турбулентных пульсаций давления в следе за трубкой; колебания газового столба в теплообменнике в направлении, перпендикулярном направлению потока и оси трубки; изменение проходных сечений между трубками в решетке, колеблющихся со сдвигом фазы; ударные волны. Амплитуда таких колебаний зависит от скорости потока теплоносителя в межтрубном пространстве. В работах [1, 2] показано, что при увеличении скорости амплитуда колебаний резко возрастает.

Работы по повышению динамической прочности теплообменника проводились в нескольких направлениях: выравнивание скоростей и температур в сечении перед теплообменником; вве-

дение в конструкцию демпфирования и повышение предела выносливости трубок в местах соединения с трубными досками.

Применение устройства для выравнивания поля скоростей, представляющего собой центральное конусное тело с обращенной к соплу вершиной и помещенного в ядро потока между соплом и теплообменником, более чем вдвое уменьшило вибрационные напряжения в трубках теплообменника исходного варианта (с 16,3 до 7,7 кгс/мм<sup>2</sup>). Однако конструкция выравнивающего устройства в тяжелых условиях сверхзвукового обтекания оказалась неработоспособной и после 48-часовой наработки разрушилась.

Поэтому с целью получения более ровных полей давления и температур перед теплообменником он был отодвинут от среза сопла ГТУ на 15 м и расположен в конце горизонтального участка выхлопного устройства. На рис. 2 приведены эпюры температур, построенные по экспериментальным замерам в исходном и отодвинутом положениях теплообменника.

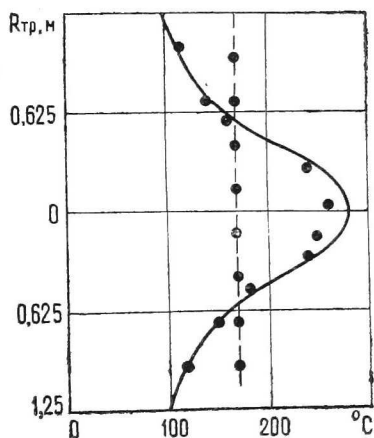


Рис. 2. Эпюры температур теплообменника:  
 — в исходном положении;  
 - - - в отодвинутом положении

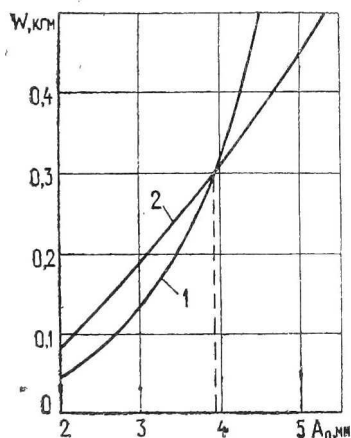


Рис. 3. Зависимость работ возбуждения и демпфирования трубки теплообменника от амплитуды ее колебаний:  
 1 — работа сил демпфирования;  
 2 — работа сил возбуждения

По методике [3] была сделана оценка автоколебаний трубок теплообменника исходного варианта и теплообменника с упруго-демпфирующими втулками, расположенными в кольцевом зазоре между трубками и промежуточными перегородками-опорами. В демпфированном варианте по сравнению с исходным число промежуточных перегородок увеличено с трех до семи,

толщина их уменьшена вдвое. При расчете учитывались аэродинамические силы, обусловленные колебаниями трубок (смещением и скоростью), и силы внутреннего сопротивления в материале и опорах трубки. Для нескольких заданных значений амплитуд определялись работы аэродинамических сил, а также сил сопротивления в материале и опорах трубки за период колебаний. По найденным значениям строились кривые зависимости работ возбуждения и демпфирования от амплитуды колебаний (рис. 3).

Пользуясь приближенными формулами для прогиба балки и изгибающего момента

$$y = A_0 \sin n \frac{\pi x}{l}, \quad M = EI y'' = EIA_0 \frac{n^2 \pi^2}{l^2} \sin \frac{n \pi x}{l},$$

можно оценить динамические напряжения в трубках теплообменника при найденных амплитудах автоколебаний по формуле

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{EIA_0 n^2 \pi^2}{W l^2} = \frac{EDA_0 n^2 \pi^2}{2l^2} \approx \frac{5A_0 DE}{l^2} n^2 = \\ = \frac{5(\kappa + 1)^2 A_0 DE}{l^2},$$

где  $n$  — количество пролетов;  $\kappa$  — число промежуточных опор-перегородок;  $D$  — наружный диаметр трубки;  $l$  — длина всей трубки;  $W$  — момент сопротивления сечения трубки ( $W = 2 I/D$ ).

Сравнение динамических расчетных и экспериментальных напряжений в трубках теплообменника исходного варианта дало удовлетворительное совпадение. Введение в конструкцию демпфирования снизило расчетные напряжения в трубках при колебаниях по основному тону более чем в 15 раз.

На основании проведенных исследований конструкция батареи была модифицирована. Число промежуточных перегородок увеличено с трех до семи, в кольцевые зазоры между трубками и промежуточными перегородками-опорами устанавливались с радиальным натягом зафиксированные в осевом направлении втулки из материала МР, покрытые в поверхностном слое органико-силикатной композицией ОС-82-05, перегородки-опоры удерживались с помощью дистанционных втулок, надетых на стержни, имеющие возможность свободно расширяться в одну сторону.

В новой конструкции батарей трубки укреплялись механической вальцовкой. Этот вид соединения обладает по сравнению со сварным более высоким пределом выносливости (рис. 4). С целью дальнейшего повышения выносливости вальцованного соединения трубки с трубной доской в технологический процесс изготовления внесено гидродробеструйное упрочнение концов трубок.

Для уменьшения температурных напряжений все элементы теплообменника, находящиеся в потоке, выполнялись из одного

материала — стали 12Х18Н10Т, батареи связывались друг с другом только перебрасывающими патрубками. Такой теплообменник устанавливался в выхлопной системе стенда на расстоянии 15 м от среза сопла.

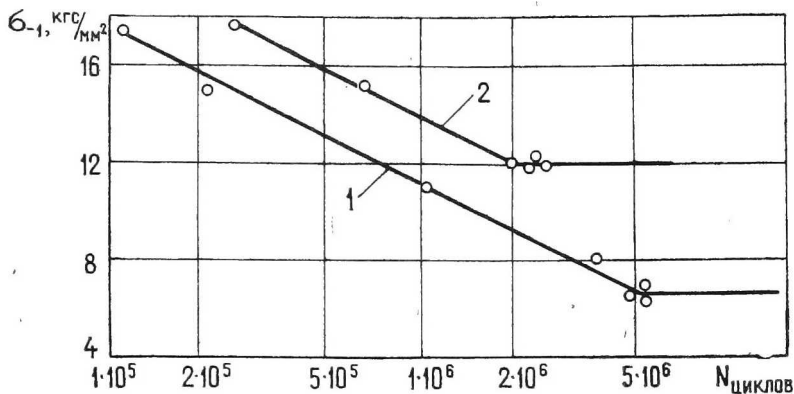


Рис. 4. Результаты усталостных испытаний соединения трубки теплообменника с трубной доской:

1 — сварное соединение; 2 — соединение механической вальцовкой

Тензометрирование показало, что переменные напряжения в трубках с частотой основного тона собственных колебаний пролета снизились до 1,1 кгс/мм<sup>2</sup>, но в спектре частот колебаний трубки обнаружались новые частоты, не проявлявшиеся в исходном варианте теплообменника. Колебания с частотами 13—15 Гц и уровнем напряжений до 12 кгс/мм<sup>2</sup> обусловлены совпадением собственных частот продольных колебаний столба газа, находящегося в трубе от среза сопла до сечения, где установлен теплообменник, и частотами собственных колебаний консольно-го пучка трубок.

При скорости звука в газе примерно 425 м/с и длине столба 15 м

$$f_{ст. г} = \frac{C}{2L} = \frac{425}{2 \cdot 15} = 14.$$

Частота собственных колебаний жестко заделанной трубки с учетом протекающей массы жидкости составляет примерно 14,6 Гц. Это совпадение частот, по-видимому, облегчает реализацию автоколебаний системы столб газа — пучок трубок батарей.

С целью определения интенсивности колебаний проводилось вибрографирование фланца выходного коллектора и корпуса теплообменника. Амплитуда виброскорости в направлении по-

тока с частотами 13—14 Гц составила 72 мм/с, что соответствовало перемещению нижнего сечения батареи на 10 мм. Напряжения в трубках с частотами 13—14 Гц с увеличением скорости потока возрастали и достигали на максимальных режимах работы ГТУ величины 12 кгс/мм<sup>2</sup>. На рис. 5 представлена обобщенная диаграмма изменения вибронпряжений в трубках теплообменника в зависимости от оборотов ГТУ и соответствующих скоростей потока выхлопных газов. Следствием высоких пере-

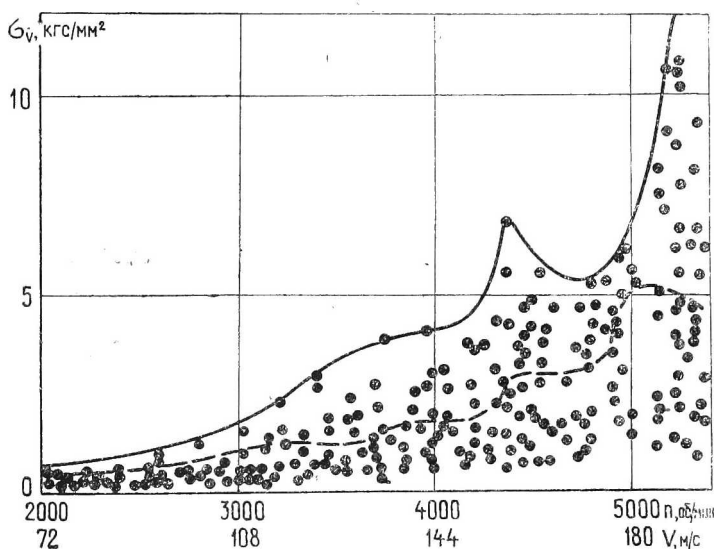


Рис. 5. Изменение вибронпряжений в трубках теплообменника в зависимости от скорости потока выхлопных газов:  
 — — — без упорной балки; — — — с упорной балкой

менных напряжений в трубках явились поломки в местах их заделки в верхнюю трубную доску на центральных батареях после наработки 265 часов. В то же время при наработке 1200 часов на крайних батареях указанные дефекты не проявлялись. Это объясняется тем, что промежуточные перегородки крайних батарей в отличие от центральных имели упоры, которые ограничивали перемещение всего пучка трубок в направлении потока. Для снижения переменных напряжений в трубках с низкими частотами была увеличена жесткость крепления батарей в выхлопной стендовой системе. Увеличение жесткости было достигнуто постановкой поперечной упорной балки в сечении на выходе из теплообменника. Балка устанавливалась на уровне средних промежуточных плит всех четырех батарей и служила им опорой. Проведенное тензометрирование трубок тепло-

обменника при работе его с упорной балкой показало, что низкие частоты возросли примерно в 2—3 раза и составили 32—44 Гц, а амплитуда напряжений снизилась более чем в 2 раза, максимальное напряжение составило 5 кгс/мм<sup>2</sup>. На рис. 5 штриховой линией показана огибающая обобщенной диаграммы изменения вибронапряжений в трубках теплообменника с упорной балкой. Нарботка батарей с введенными мероприятиями была доведена до 1300 часов.

При прочностной доводке батарей теплообменника выявлено движение вдоль трубок промежуточных перегородок, которое при указанном ресурсе не влияло на работоспособность батарей. Движение носило характер колебаний относительно исходного положения установки перегородок. С увеличением наработки амплитуда перемещения увеличивалась, как показано на рис. 6. Движение перегородок приводило к износу дистанционных втулок, а также к истиранию демпфирующих втулок, находящихся в кольцевом зазоре между трубками и перегородками. Причиной движения перегородок, по-видимому, явилось обтекание потоком [4] при наличии негоризонтальности установки перегородок. Тот факт, что не все промежуточные перегородки на батареях перемещались, подтверждает наличие исходной, монтажной, негоризонтальности.

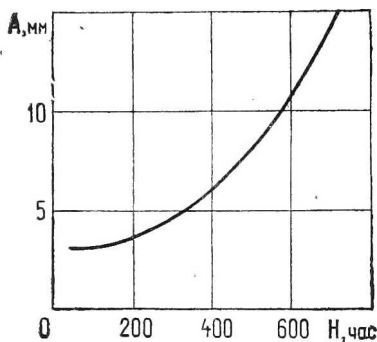


Рис. 6. Зависимость амплитуды перемещения промежуточных перегородок от наработки батареи теплообменника

В связи с дальнейшим повышением ресурса батарей были приняты меры по уменьшению перемещения промежуточных перегородок и износа дистанционных втулок. В частности исключена негоризонтальность установки перегородок, повышена поверхностная твердость торцев дистанционных втулок и ответных мест на перегородках и увеличены их площадки контакта.

## Выводы

1. Сконструирован, изготовлен и испытан теплообменник для утилизации тепла выхлопных газов ГТУ.
2. В процессе испытаний обнаружено интенсивное вибронагружение элементов теплообменника, приводившее к вибрационным поломкам.
3. Разработаны мероприятия по снижению вибрационной напряженности элементов теплообменника.



4. Внедрение мероприятий обеспечило безаварийную работу теплообменника в течение 1300 часов.

## Л и т е р а т у р а

1. Чень. Вибрации и шум в трубчатых теплообменниках, вызываемые дорожками Кармана в потоке газа. Конструирование и технология машиностроения.— Тр. амер. о-ва инженеров-механиков /М.: Мир, 1968, № 1, с. 137—150.
2. Андреев П. А., Гремилов Д. И., Федорович Е. Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. Л.: Судостроение, 1969, с. 352.
3. Алямовский М. И. Расчет автоколебаний труб теплообменных аппаратов.— Энергомашиностроение, 1975, № 3.
4. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, ошибки и парадоксы. М.: Наука, 1979.